

تحلیل موتور ورتکسی سوخت مایع

اسماعیل اسفندیاری^۱، مهران مرادی غریبوند^۲، بوذرجمهر قاسمی^۳
Esesfandiari@yahoo.com

چکیده

در گذشته تلاش های بسیاری برای بهبود توربین های گازی صورت گرفته است که هدف از آنها افزایش نیروی پیشرانه و همچنین خنک ماندن دیواره موتور بوده است. در این راستا استفاده از موتورهای سیکلونی و موتور ورتکسی پیشنهاد شده است. جریان چرخشی دو جهته Bidirectional Swirl، در موتور ورتکسی ایجاد می شود و با توجه به افزایش راندمان موتور و خنک ماندن دیواره آن، در سالهای اخیر نظر محققین را به خود جلب کرده است. در موتور ورتکسی با توجه به هندسه خاص دو جریان ورتکس (Vortex) ایجاد می شود که در ورتکس داخلی احتراق صورت گرفته و ورتکس خارجی از انتقال حرارت به دیواره محافظت می کند. موتور ورتکسی با سوخت و اکسید کننده گازی در دانشگاه Virginia Institute of Technology در ابعاد آزمایشگاهی ساخته و تحت بررسی است. استفاده عملی موتور ورتکسی با سوخت مایع و گازی نیز حائز اهمیت می باشد. بررسی و تحلیل میدان جریان در چنین محفظه ای در پنج سال گذشته در مراکز تحقیقاتی مختلف صورت یافته است که نتیجه قابل ذکر آن، حل تحلیلی و عددی میدان جریان با شرایط بسیار ساده کننده بوده است. انتخاب مواد مناسب، تعیین ابعاد موتور، طراحی صفحه انژکتور و سایر پارامترهای ساخت موتور نیازمند مدل سازی میدان جریان در محفظه احتراق می باشد که خود مستلزم حل معادلات حاکم است. برای بررسی میدان جریان در محیط ورتکسی نیاز به حل معادلات بقاء جرم، مومنتوم و انرژی می باشد. در صورت آشفته بودن جریان، معادلات بسیار پیچیده شده و برای حل استفاده از فرضیات بسیاری برای ساده سازی مسئله ضروری است. لازم به ذکر است که با فرض جریان غیرقابل تراکم، معادله انرژی از سایر معادلات جدا خواهد شد. هدف از این پروژه بررسی حل تحلیلی انجام یافته و بهبود آن برای همخوانی با سایر نتایج عددی و تجربی با شرایط مشابه، بررسی عددی معادلات حاکم با حداقل فرضیات و مقایسه نتایج عددی و تحلیلی با یکدیگر می باشد. با توجه به غیر خطی بودن معادلات و همچنین آشفته بودن جریان امکان حل تحلیلی آن، با جزییات زیاد، وجود ندارد. لذا با استفاده از نتایج حل عددی و در نظر گرفتن مدل های متداول، جریان مدل شده و نتایج ارائه خواهند شد. لازم به ذکر است که در صورت استفاده از سوخت مایع، مدل سازی احتراق اسپری در محیطی با جریان دو فازی (گاز - مایع) نیز مورد نیاز است که در این مورد نیز توضیحاتی داده خواهد شد. با استفاده از تحلیل میدان جریان، نتایج بررسی پیشرانشی و آیرودینامیکی موتور در دسترس قرار می گیرد که برای تعیین پارامترهای طراحی و ساخت بستر آزمون موتور ورتکسی ضروری می باشند. در ادامه، با تعیین نیازهای اساسی برای نصب دستگاه مناسب برای آزمایش موتور ورتکسی، به بررسی ساخت بستر آزمون موتور ورتکسی و تجهیزات جانبی آن خواهیم پرداخت. نتایج بدست آمده در این پروژه شامل بررسی میدان جریان، طراحی و ساخت بستر آزمون، گام اولیه در راستای ساخت موتور ورتکسی با سوخت گازی و مایع و در ابعاد صنعتی محسوب می شود که با توجه به نوآوری و راندمان بالای این موتور از اهمیت خاصی برخوردار خواهد بود.

کلیدواژه:

موتور ورتکسی - جریان چرخشی دو جهته - اسپری - دیدگاه اویلری - قطرات در حال تبخیر - پارامترهای طراحی

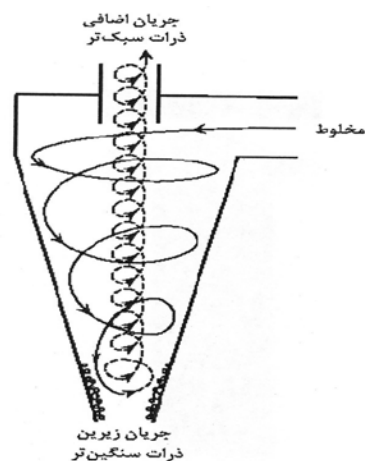
۱- کارشناس ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد نجف آباد

۲- استادیار، دانشگاه صنعتی اصفهان

۳- دانشیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد نجف آباد

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر جریان‌های چرخشی توجه زیادی را به خود جلب کرده‌اند و این امر به سبب ساختار پیچیده این نوع جریان می‌باشد. از یک نگاه، فهم، پیش‌بینی، یا کنترل و تشکیل طبیعی این جریان‌ها در پدیده‌هایی مانند چرخش آب، تندباد، گردابه‌های دریایی، طوفان‌ها و فواره‌ها موثر می‌باشد و از نگاهی دیگر ایجاد عمدی حرکت‌های چرخشی در کاربردهایی نظیر انتقال حرارت، اختلاط، احتراق، پخش شیمیایی، فیلتراسیون و اتمیزاسیون تأثیر به‌سزایی دارد. هدف اصلی شامل بدست آوردن میدان جریان و توزیع فشار در محفظه احتراق موتور ورتکسی می‌باشد. اهمیت تعیین میدان جریان و توزیع فشار محفظه شامل تعیین نقاط بحرانی در طراحی محفظه احتراق، محاسبه منحنی‌تر است برای تعیین نیروی پیشرانشی قابل حصول، بر آورد فشار کاری محفظه و انتخاب جنس مناسب، بدست آوردن پارامترهای موثر برای طراحی ایرو دینامیک خارجی در کاربردهای پروازی موتور ورتکسی، بدست آوردن ابعاد موتور و نازل بهینه و انتخاب صفحه انژکتور مناسب خواهند بود به تازگی روش‌های جدیدی برای استفاده بهتر از جریان‌های چرخشی در جداکننده‌ها یا محفظه‌های احتراق مثل تزریق مماسی سیال به کار گرفته شده است.



شکل (۱): طرح شماتیک یک جداکننده مخروطی سیکلونی

می‌توان از ایده جریان موجود در یک سیکلون در محفظه‌های احتراق استفاده کرد. به این صورت که جریان اکسیدکننده به صورت مماسی از خروجی به سمت ورودی پاشیده می‌شود و در ابتدای محفظه یعنی جایی که سوخت وارد می‌شود اختلاط و احتراق صورت می‌گیرد. پاشش اکسیدکننده به صورت مماسی از انتهای محفظه دارای مزایایی می‌باشد. از آن جمله این است که علاوه بر این که اکسیدکننده در واکنش شرکت می‌کند، دیواره محفظه را نیز خنک نگاه می‌دارد و در واقع اکسیدکننده به مانند ورتکس بیرونی عمل کرده و اجازه نمی‌دهد ورتکس داخلی به هسته داغ محفظه و محصولات داغ احتراق را در بر دارد، به دیواره نزدیک گردد. این ایده جدیداً منجر به گسترش جریان‌های گردابه‌ای در محفظه‌های احتراق سبک شده است. در این محفظه‌ها شکل (۲) اکسیدکننده در بالادست نازل به صورت مماسی در کنار دیواره وارد محفظه می‌شود. بعد از ورود به محفظه در پایه، اکسیدکننده به سمت سر محفظه یعنی جایی که سوخت وارد می‌شود به صورت مارپیچی حرکت می‌کند. پس از مخلوط شدن سوخت و اکسیدکننده، این مخلوط به طور عکس با حرکتی مارپیچی به سمت نازل خروجی حرکت می‌کند. این جریان برگشتی با سرعت چرخشی بیشتری حرکت می‌کند. می‌توان دید که این میدان دارای حرکت دوجبهته هم محور سیال می‌باشد. باید خاطر نشان کرد که جهت چرخش ورتکس داخلی و بیرونی یکسان می‌باشد.

۲- روش‌های تولید چرخش

بدیهی است که برای جریان چرخشی، نیاز به تولید آن می‌باشد. روش‌های مختلفی برای ایجاد جریان چرخشی با تقارن محوری وجود دارد، که عمدتاً به سه نوع مختلف تقسیم می‌شوند [۲]:

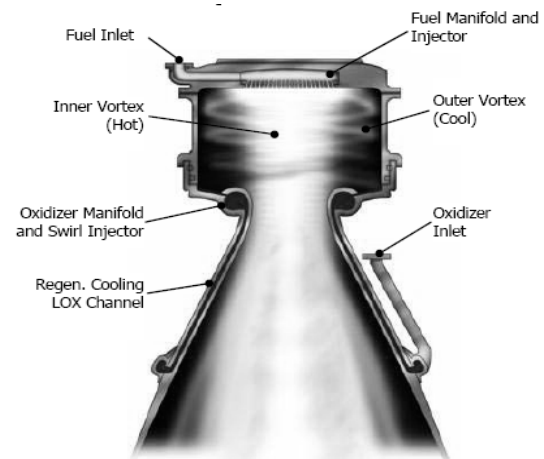
- در نوع اول، جریان سیال از طریق ورودی‌هایی که به صورت مماسی بر روی لوله قرار دارند، وارد لوله می‌گردد.
- در نوع دوم، جریان سیال از میان پره‌های ثابتی که با زاویه‌ای مشخص در درون لوله قرار گرفته‌اند، عبور نموده و وارد لوله می‌گردد. در این حالت، مقدار زاویه پره‌ها به عنوان پارامتر مؤثر بر میزان چرخش میدان جریان، عمل می‌نماید که با تغییر زاویه آنها می‌توان جریان چرخشی تولید شده را کنترل کرد.
- و در نوع سوم، جریان سیال با عبور از یک قسمت دوار، مومنتم دورانی بدست آورده و به صورت جریان چرخشی وارد لوله می‌شود.

در کل، روش اول مرسوم‌ترین و پرکاربردترین روش تولید جریان چرخشی می‌باشد.

به عنوان مثالی از این نوع جریان‌ها می‌توان از جداکننده سیکلونی^۱ نام برد. یک جداکننده سیکلونی معمولی مشتمل بر یک خروجی سیلندری شکل با یک لوله مرکزی، یک محفظه مخروطی شکل پایینی با انتهایی باز و یک ورودی می‌باشد. (شکل ۱) [۱].

۳- معرفی موتور ورتکسی

موتور ورتکسی یک محفظه احتراق با سوخت و اکسید کننده گازی و در ابعاد آزمایشگاهی است که با توجه به هندسه خاص میدان جریان چرخشی دو جهته^۲ در آن به وجود می آید. اهمیت موتور ورتکسی خنک ماندن دیواره‌های آن است که در سالهای اخیر نظر محققین را به خود جلب کرده است. در واقع در موتور ورتکسی دو جریان ورتکس در خلاف جهت هم بوجود می‌آید که در ورتکس داخلی فرآیندهای اختلاط و احتراق صورت گرفته و ورتکس خارجی از انتقال حرارت به دیواره جلوگیری می‌کند. در حال حاضر تلاشهایی برای کارکرد موتور ورتکسی با سوخت مایع انجام شده است. ساخت موتور ورتکسی با سوخت مایع مستلزم مدل سازی احتراق اسپری در این نوع موتور می باشد. این پروژه در راستای مدل سازی احتراق اسپری در موتور ورتکسی بوده و پیش بینی طول شعله و توزیع دما در میدان جریان برای یک موتور ورتکسی مورد نظر می باشد. با استفاده از نتایج بدست آمده می‌توان تولید صنعتی این موتور را امکان پذیر نمود. شکل (۳) محفظه احتراق پیشنهاد شده توسط چیاورینی [۳] و همکاران که بسیار شبیه موتور ورتکسی می باشد را نشان می‌دهد. ایجاد دو ناحیه چرخشی در شکل قابل ملاحظه می باشد.

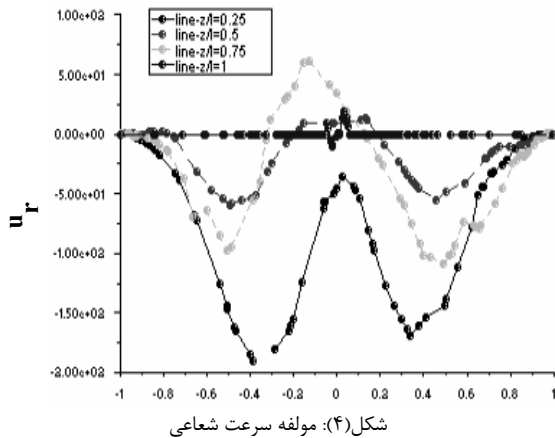


شکل (۳): محفظه احتراق با جریان چرخشی دو طرفه

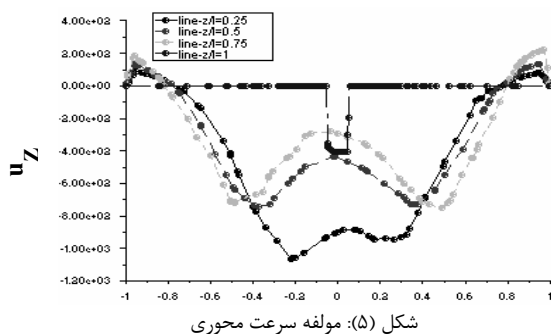
۴- معادلات مرتبط و روشهای حل

با توجه به معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی، پیوستگی، انتقال ورتیسسته و ورتیسسته، می‌توان معادلات دو فاز را جدا از هم حل کرد و با اعمال شرایط مرزی و اولیه مناسب و با استفاده از روش‌های

عددی مناسب مانند روش حجم محدود^۳ و یا روش اجزاء^۴ محدود، این معادلات را حل نمود. بر این اساس، ابتدا معادله اسپری حل شده و عبارات منبع مرتبط با اسپری تعیین می‌شود. سپس واکنش‌های شیمیایی در نظر گرفته شده و عبارات منبع متناظر با آنها تعیین می‌شوند. قابل ذکر است که در بررسی واکنش‌های شیمیایی در اکثر موارد تنها واکنش کلی^۵ و یا تعداد محدودی از واکنشهای مقدماتی^۶ در نظر گرفته می‌شوند. در نهایت با جایگزینی عبارات منبع بدست آمده، معادلات فاز گازی حل می‌شوند. بر اساس نتایج بدست آمده از حل فاز گازی، معادله اسپری مجدداً حل می‌شود و عبارات منبع مرتبط با اسپری مجدداً تعیین می‌شود و با جایگزینی این عبارات منبع و عبارات منبع واکنش‌های شیمیایی که مجدداً بدست آمده‌اند در معادلات فاز گازی، متغیرهای این فاز بدست می‌آیند. این پروسه تا رسیدن به جواب تکرار خواهد شد. شکل‌های (۴)، (۵) و (۶) توزیع مولفه‌های سرعت با استفاده از حل عددی را نشان می‌دهند که در تایید نتایج بدست آمده بعد از اصلاح می باشند [۴].



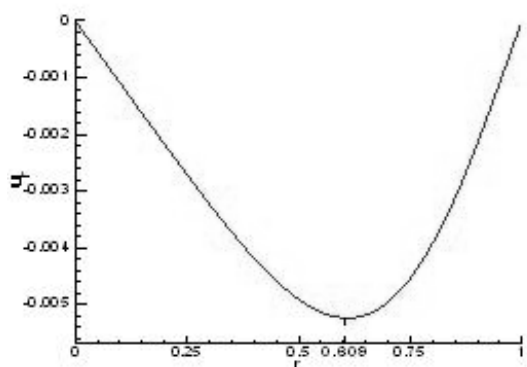
شکل (۴): مولفه سرعت شعاعی



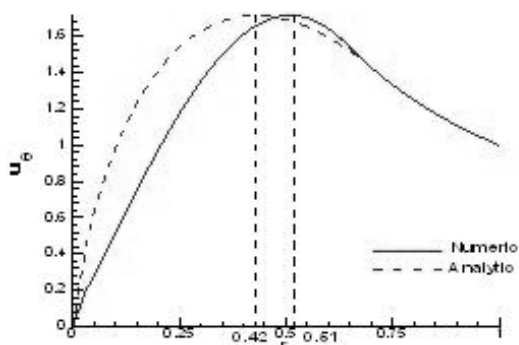
شکل (۵): مولفه سرعت محوری

3- Finite Volume Method
4- Finite Element Method
5- Global reaction
6- Elementary reaction

2- Bidirectional vortex



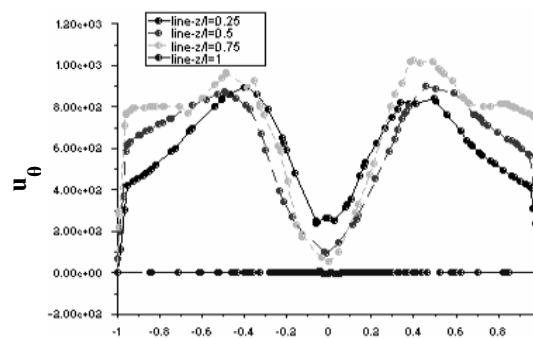
شکل (۸): توزیع مولفه شعاعی سرعت بی بعد شده در راستای شعاعی



شکل (۹): توزیع مولفه مماسی سرعت بی بعد شده در راستای شعاعی

۵- طراحی مکانیکی موتور

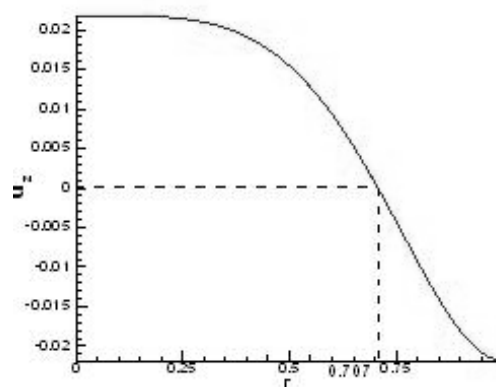
در این بخش بطور جداگانه به طراحی مکانیکی موتور ورتکسی خواهیم پرداخت. اهمیت تعیین میدان جریان و توزیع فشار محفظه شامل تعیین نقاط بحرانی در طراحی محفظه احتراق، محاسبه منحنی تراست برای تعیین نیروی پیشرانشی قابل حصول، برآورد فشار کاری محفظه و انتخاب جنس مناسب، بدست آوردن پارامترهای موثر برای طراحی ایرودینامیک خارجی در کاربردهای پروازی موتور ورتکسی، به دست آوردن ابعاد موتور و نازل بهینه و انتخاب صفحه انژکتور مناسب خواهند بود. موتور گردابه‌ای محفظه احتراقی می‌باشد که هم تحت فشار قرار دارد و هم تحت اثر دماهای بالا قرار می‌گیرد. لذا علاوه بر تدابیری که برای خنک شدن بدنه موتور در نظر گرفته می‌شود، باید موتور قابلیت تحمل فشار را نیز داشته باشد. بدنه اصلی موتور لوله‌ای است که در دو انتهای این لوله دو فلنج قرار می‌گیرد. ارتباط بین این دو فلنج به وسیله چهار استادبولت^۷ صورت می‌گیرد که در دو سمت بدنه موتور به فلنج‌ها مهره می‌شوند. برای آب‌بندی موتور از واشرهایی^۸ از جنس آزیست



شکل (۶): مولفه سرعت مماسی

بر خلاف سرعت شعاعی که مستقل از راستای طولی می‌باشد، سرعت طولی تابعی است خطی از راستای طولی بطوریکه در $z=0$ مقدار آن برابر صفر خواهد شد. پروفیل سرعت طولی در جهت شعاعی و در پایین دست خروجی محفظه، $z=1$ ، در شکل (۷) نشان داده شده است. پروفیل سرعت شعاعی در جهت شعاعی در شکل (۸) نشان داده شده است. پروفیل سرعت مماسی در جهت شعاعی بر اساس مقدار سرعت مماسی ورودی برابر 100 m/s ، و عدد رینولدز ورودی متناظر با آن برابر 3.88×10^5 است.

پروفیل‌های رسم شده در شکل‌های (۷)، (۸) و (۹) با یکدیگر توافق خوبی داشته و همچنین با نتایجی که قبلاً به روش عددی توسط فانگ و همکاران بدست آمده اند نیز کاملاً سازگار هستند. مشخصات اصلی و قابل ذکر این پروفیل‌های بدست آمده تایید وجود مدل جریان ورتکس آزاد- اجباری و تخمین صحیح و قابل قبولی از مقدار و محل ماکزیمم سرعت مماسی می‌باشند. این مقدار ماکزیمم سرعت مماسی از دو برابر سرعت ورودی تجاوز نمی‌کند که این نیز در تایید نتایج عددی و تجربی قبلاً بدست آمده است.



شکل (۷): توزیع مولفه طولی سرعت بی بعد شده در راستای

شعاعی در $z = l$

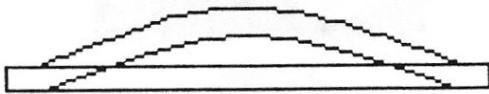
7- Stud Bolt

8- Gasket

انحناء^۱ مرکز فلنج، تنش معادل فون میز برای تسلیم، تنش معادل فون میز برای ترکیدگی.

۵-۲-۱- مبنای ماکزیمم انحناء

در روش اول برای طراحی فلنج می‌توان از روابط کتاب‌های تئوری ورق و پوسته استفاده کرد. مبنای این طراحی بر آن قرار گرفته است. که در شرایط فشار کاری در فلنج گسستگی یا ترکیدگی ایجاد نگردد و اندازه ضخامت به دست آمده بر اساس تحمل فشار می‌باشد. به عنوان یک معیار طراحی در این روابط ماکزیمم انحناء مرکز فلنج ۲ میلی‌متر فرض می‌شود.



شکل (۱۱): شماتیک برآمدگی صفحه فلنج

$$\delta_{\max} = \frac{P.a^4}{64D} \quad (۱)$$

$$D = \frac{E.h^3}{12(1-\nu)} \quad (۲)$$

$$\sigma_{r\max} = \frac{3P.a^2}{4h^2} \quad (۳)$$

$$\sigma_{\theta\max} = \frac{3P.a^2.\nu}{4h^2} \quad (۴)$$

$$\sigma_n = -P \quad (۵)$$

که در روابط فوق:

δ_{\max} : ماکزیمم برآمدگی صفحه فلنج (میلی‌متر)

P: فشار کاری محفظه (مگا پاسکال)

ν : ضریب پواسون

h: ضخامت فلنج (میلی‌متر)

E: ضریب الاستیسیته (گیگا پاسکال)

a: شعاعی از فلنج که تحت تاثیر فشار محفظه قرار دارد (میلی‌متر)

$\sigma_{r\max}$: تنش شعاعی ماکزیمم (مگا پاسکال)

$\sigma_{\theta\max}$: تنش محیطی ماکزیمم (مگا پاسکال)

σ_n : تنش عمودی (مگا پاسکال)

در روش اول با توجه به روابط فوق‌الذکر می‌توان ضخامت فلنج را محاسبه کرد. سه خط اکسیژن، هوا و سوخت وارد محفظه می‌شوند.

استفاده می‌گردد. شکل (۱۰) طرح شماتیک موتور را نشان می‌دهد. در این شکل موقعیت بدنه موتور و فلنج‌ها و اتصالات آن مشخص شده است. در این بخش هدف، ارائه نتایج آنالیز مواد و انتخاب جنس، انتخاب ابعاد مناسب، تعیین ضخامت لوله، ضخامت فلنج و سایز استادبولت‌ها و مهره‌ها می‌باشد.



شکل (۱۰): شماتیک موتور گردابه‌ای

۵-۱- آنالیز مواد و انتخاب جنس مناسب

بدنه موتور و فلنج‌ها بایستی در مقابل دماهای بالا مقاوم باشند. در نتیجه از فولاد ضدزنگ^۱ (AISI316L) برای بدنه موتور و فولاد کربن‌دار St37 برای فلنج‌ها استفاده شده است. پیچ و مهره‌ها از گرید ۶/۸ انتخاب شده‌اند. مشخصات لوله فولادی بدنه در جدول (۱) آمده است. مشخصات مقاومتی فلنج‌ها و پیچ‌ها در جدول (۲) لیست شده است.

جدول (۱): مشخصات لوله فولادی بدنه [۵]

Type	316L (A240 or A358)
Material	16cr-12Ni-2Mo
Min Temp	-425 F
Max Temp	1500 F
Tensile Stress	70 Ksi
Yield Stress	25 Ksi
Allowance Stress 100 F	16.7 Ksi
Allowance Stress 1500 F	1 Ksi

جدول (۲): مشخصات مقاومتی قطعات [۶]

Row		Sy (Mpa)	Su(Mpa)
1	St37	235	400
2	Stainless Steel (316L)	235	550
3	Pitch	480	600

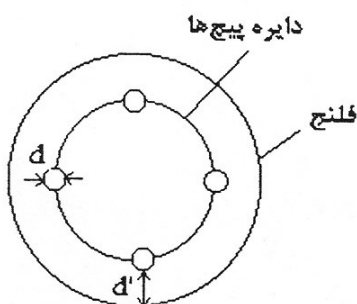
۵-۲- طراحی فلنج

به طور کلی در طراحی فلنج از سه مبنای استفاده می‌گردد: ماکزیمم

مینیمی است که باید با توجه به قطر پیچ در مرحله بعد تصحیح گردد.

۵-۳- تعیین تعداد و نوع پیچها

شکل زیر شماتیکی از صفحه فلنج را نشان می‌دهد که در آن قطر بیرونی و دایره پیچ‌های فلنج نشان داده شده است.



شکل (۱۲): شماتیک صفحه فلنج و دایره پیچ‌ها

در طراحی موتور، لوله فولادی بدنه لوله‌ای با قطر نامی ۶ اینچ در نظر گرفته می‌شود و با توجه به قطر داخلی آن محاسبات زیر برای پیچ انجام می‌گردد.

$$F = P.A = 10 \times 10^5 \times \frac{\pi}{4} \times 0.15^2 = 31415N$$

$$S_u = 600Mpa, S_y = 480Mpa$$

$$S_p = 0.9S_y = 432Mpa$$

$$F_s = 4$$

$$\frac{F.F_s}{n.A_t} \leq S_p \rightarrow n.A_t \geq \frac{31415 \times 4}{432}$$

$$\rightarrow n.A_t \geq 291mm^2$$

(۸)

که در روابط فوق:

F: نیروی وارد بر پیچها

P: فشار محفظه

S_u: تنش نهایی پیچها

S_y: تنش تسلیم پیچها

S_p: تنش مجاز پیچها

F_s: ضریب اطمینان

n: تعداد پیچها

A_t: مساحت نامی پیچها

بنابراین می‌توان جدول زیر را تهیه نمود:

حداکثر فشار ایمن خروجی رگولاتور کپسول اکسیژن ۱۰ بار می‌باشد. فشار خط هوا هم می‌تواند در نقاط حداکثر به این عدد برسد. در نتیجه ماکزیمم فشار در محفظه احتراق ۱۰ بار در نظر گرفته می‌شود و این فشار، مبنای طراحی قرار می‌گیرد. با توجه به جنس انتخابی فلنج (St37) داریم:

$$\nu_{st} = 0.292$$

$$P = 10bar = 1Mpa$$

$$\delta_{max} = 2mm$$

$$a = 80mm$$

$$D = 320000$$

$$\rightarrow h = 2.35mm$$

۵-۲-۲- تنش معادل فون میزز برای تسلیم

در طراحی دوم تنش معادل فون میزز برای تسلیم با ضریب اطمینان ۴ مورد بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به تنش معادل فون میزز رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_n - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_n)^2]} < \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{3Pa^2(1-\nu)}{4h^2}\right)^2 + \left(\frac{3Pa^2}{4h^2} + P\right)^2 + \left(\frac{3Pa^2\nu}{4h^2} + P\right)^2\right]} < \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{3 \times 1 \times 80^2 \times (0.708)}{4h^2}\right)^2 + \left(\frac{3 \times 1 \times 80^2}{4h^2} + 1\right)^2 + \left(\frac{3 \times 1 \times 80^2 \times 0.292}{4h^2} + 1\right)^2\right]} < \frac{235}{4}$$

$$\rightarrow h = 8.58mm$$

(۶)

۵-۲-۳- تنش معادل فون میزز برای ترکیدگی

در طراحی سوم تنش معادل فون میزز برای ترکیدگی با ضریب اطمینان ۴ مورد بررسی قرار می‌گیرد. باز هم مانند قسمت قبل از رابطه مذکور می‌توان داشت:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_n - \sigma_r)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_n)^2]} < \frac{S_u}{F_s}$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{3Pa^2(1-\nu)}{4h^2}\right)^2 + \left(\frac{3Pa^2}{4h^2} + P\right)^2 + \left(\frac{3Pa^2\nu}{4h^2} + P\right)^2\right]} < \frac{S_u}{F_s}$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}\left[\left(\frac{3 \times 1 \times 80^2 \times (0.708)}{4h^2}\right)^2 + \left(\frac{3 \times 1 \times 80^2}{4h^2} + 1\right)^2 + \left(\frac{3 \times 1 \times 80^2 \times 0.292}{4h^2} + 1\right)^2\right]} < \frac{400}{4}$$

$$\rightarrow h = 6.56mm$$

(۷)

لذا ضخامت نهایی برای فشار کارکرد مجاز برابر ۸/۵۸ میلی‌متر می‌باشد ولی با توجه به اینکه قطر پیچ و ضخامت صفحه‌ای که به آن پیچ می‌گردد باید در تطابق باشند، این ضخامت صرفاً حد

نسبت ضخامت به قطر محفظه از عدد ۱۰ کمتر می‌باشد و این خود معیاری برای جدار نازک بودن مخزن می‌باشد. با توجه به معیار فون میزز:

$$\sqrt{\sigma_a + \sigma_t - \sigma_a \sigma_t} < \frac{S_y}{F_s} \quad (10)$$

که در روابط فوق:

σ_a : تنش محور مخزن (مگاپاسکال)

σ_t : تنش محیطی مخزن (مگاپاسکال)

t: ضخامت بدنه مخزن استوانه‌ای (میلی‌متر)

S_y : تنش تسلیم مخزن (مگاپاسکال)

Fs: ضریب اطمینان

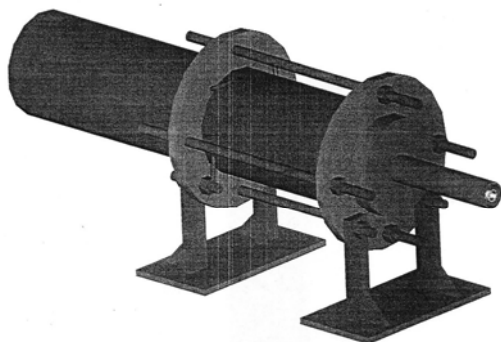
$$\sqrt{\frac{P^2 R^2}{4t^2} + \frac{P^2 R^2}{t^2} - \frac{P^2 R^2}{2t^2}} < \frac{S_y}{F_s}$$

$$\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{PR}{t} < \frac{S_y}{F_s}$$

$$\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{1 \times 80}{t} < \frac{235}{4}$$

$$\rightarrow t \geq 1.18 \text{ m m}$$

ضخامت به دست آمده برای بدنه موتور کمترین ضخامت می‌باشد که می‌تواند فشار کاری ۱۰ بار را تحمل کند. با توجه به استاندارد لوله‌های فولادی ضد زنگ، لوله ۴ اینچ Sch40 و با ضخامت ۷/۱۱ میلی‌متر برای بدنه موتور در نظر گرفته می‌شود. در انتها طرحی شماتیک از یک موتور ورتکسی نیز در شکل (۱۳) نشان داده شده است.



شکل (۱۳): طرح موتور ورتکسی

۶- نتیجه گیری

نتایج بدست آمده که بر اساس حل تحلیلی و عددی ارائه شده، در تایید یکدیگر بوده و همچنین در تایید نتایج عددی بدست آمده

جدول (۳): پیچ‌های قابل قبول

N	A _t	Type
4	72.75	M 12
6	48.5	M 10
8	36.38	M 8

با توجه به مقدار به دست آمده برای مساحت پیچ‌ها می‌توان از جداول استاندارد، پیچ مورد نظر را که در نامساوی فوق صدق کند، به دست آورد. در نتیجه با توجه به جدول فوق می‌توان پیچ M12 را انتخاب کرد و با توجه به جدول باید از ۴ پیچ استفاده کرد و حداقل قطر پیچ مورد استفاده در موتور پیچ M8 می‌باشد. ولی با توجه به رابطه تجربی برای چیدمان پیچ‌ها بر روی صفحه فلنج این پیچ باید اصلاح گردد. فاصله مرکز تا مرکز پیچ‌ها باید از رابطه زیر تبعیت کند که در آن d قطر پیچ می‌باشد.

$$5d < l < 10d$$

$$c = \pi \times 190 = 596 \text{ mm}$$

$$n = 4 : 14.9 < d < 29.8$$

$$n = 6 : 9.9 < d < 19.8$$

$$n = 8 : 7.5 < d < 15$$

(۹)

با توجه به طراحی می‌توان از ۴ پیچ M12 استفاده کرد ولی این تعداد در رابطه تجربی چیدمان پیچ‌ها صدق نمی‌کند و باید قطر پیچ مورد نظر از ۱۴/۹ میلی‌متر بیشتر باشد. لذا باید از ۴ پیچ M16 استفاده کرد تا علاوه بر اینکه از مینیمم طراحی تخطی نشده باشد در رابطه تجربی نیز صدق کند. بنابراین در طراحی نهایی از ۴ پیچ M16 استفاده می‌گردد.

$$d' = 1.5d_{pitch} = 1.5 \times 16 = 24 \text{ mm}$$

d': فاصله مرکز تا مرکز پیچ تا لبه فلنج می‌باشد و فاصله‌ای برای آچارخور مهره‌ها است که در شکل شماتیک مشخص شده است. مقایسه پیچ‌های به دست آمده و ضخامت محاسبه شده فلنج، نشان می‌دهد که این دو عدد در تطابق نیستند، لذا ضخامت برای پوسته فلنج باید در نظر گرفت که با قطر پیچ مطابقت داشته باشد و از ضخامت طراحی شده قبلی کمتر نگردد. بنابراین ضخامت فلنج ۲۰ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.

۵-۴- ضخامت بدنه موتور

در این بخش ضخامت بدنه موتور برای تحمل فشار وارد بر محفظه، طراحی می‌گردد. با توجه به روابط موجود برای تنش‌های محیطی و محوری مخزن استوانه‌ای این طراحی صورت می‌گیرد. محاسبات ذیل بر مبنای یک مخزن جدار نازک پایه‌ریزی گردیده است زیرا

بنابراین، این نتایج برای کاربرد عملی موتور و در شرایط واقعی، تنها با حل معادله انرژی، قابل استفاده خواهند بود.

۷- مراجع

- [1] D. Fang, J. Majdalani and M. J. Chiaverini, "Simulation of the Cold-Wall Swirl Driven Combustion Chamber", Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, USA, pp. 5055, July 2003.

[۲] امیر فرهاد نجفی، "بررسی جریان چرخشی داخلی متلاطم، جریان تک فاز و دوفاز"، پایان نامه دکترا، دانشگاه صنعتی شریف، آبان ۱۳۸۲، ایران.

- [3] A. B. Vyas, J. Majdalani and M. J. Chiaverini, "The Bidirectional Vortex. Part 2: Viscous Core Corrections", Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, USA, pp. 5053, July 2003.

- [4] A. B. Vyas, J. Majdalani and M. J. Chiaverini, "The Bidirectional Vortex. Part 1: An Exact Inviscid Solution", AIAA, pp. 2003-5052, July 2003.

[۵] جواد تهرانی، "تاسیسات"، تهران، انتشارات میقات، ۱۳۳۷.

- [6] J. E. Shigley, "Mechanical Engineering Design", McGraw Hill Book Company, 1986.

توسط فانگ و همکاران می باشد. در واقع نتایج تحلیلی این بخش، که بر اساس حل تحلیلی ارائه شده اند، بهبود اعمال شده بر حل تحلیلی بدست آمده توسط ویاس و همکاران بوده که منجر به همخوانی نتایج با حل عددی خواهد شد. برای تایید نتایج بدست آمده، حل عددی بر اساس فرمولاسیون اجزاء محدود ارائه شده است. معادلات تحلیلی و عددی بدست آمده جریانهای چرخشی موتور ورتکسی توسط نرم افزار فورترن گد نویسی و توسط نرم افزار TECPLOT رسم نمودار شده و با نتایج عددی توسط فانگ و همکاران و نتایج تحلیلی توسط ویاس و همکاران مقایسه شده است، این مقادیر شامل توزیع مولفه های طولی و شعاعی سرعت، توزیع مولفه مماسی سرعت و تحلیل فشار محفظه می باشد. شکل های (۷)، (۸) و (۹) نمودارهای بدست آمده می باشند که در قیاس با نتایج بدست آمده توسط ویاس و همکاران کاملاً مشابه می باشند.

نتیجه اصلی حاصله از تلاش های صورت یافته شامل بدست آوردن میدان جریان و توزیع فشار در محفظه احتراق موتور ورتکسی بوده است. قابل ذکر است همانطور که اشاره شد، با در نظر گرفتن سیال غیر قابل تراکم، که با توجه به محدوده کاربرد موتور فرض ایده آلی می باشد، معادلات بقاء جرم و مومنوم از معادله انرژی قابل جداسازی می باشد. لذا نتایج بدست آمده برای میدان جریان و توزیع فشار در حالت تست گرم موتور نیز به قوت خود باقی می باشند.